

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



AUSGEGEBEN AM
3. JANUAR 1957

DEUTSCHES PATENTAMT

PATENTSCHRIFT

Nr. 955 526

KLASSE 21 d¹ GRUPPE 47

INTERNAT. KLASSE H 02 k ———

L 19586 VIII b / 21 d¹

Dr.-Ing. Wilhelm Kemper, Frankfurt/M.,
Fritz Hartwig, Oldenburg (Oldbg.),
und Günter Steinert, Oldenburg (Oldbg.)
sind als Erfinder genannt worden

LICENTIA Patent-Verwaltungs-G. m. b. H., Hamburg

Elektromotor kleiner Bauart

Patentiert im Gebiet der Bundesrepublik Deutschland vom 10. August 1954 an
Patentanmeldung bekanntgemacht am 28. Juni 1956
Patenterteilung bekanntgemacht am 13. Dezember 1956

Bei dem konstruktiven Aufbau von Kleinmotoren ist der Lagereinbau bei der Forderung nach möglichst gleichem Drehzahlverhalten von Motor zu Motor noch immer sehr zeit- und einrichtungsaufwendig. Zur Vereinfachung werden meist Kalottenlager verwendet, die sich in der Kugelschale des Lagerträgers zur Achse der Welle auszurichten vermögen. Die Kantenpressung durch die unvermeidbar verbleibenden mechanischen Ungenauigkeiten soll damit, wenn nicht vermieden, so doch möglichst gering gehalten werden, so daß bei allen Motoren gleiche Reibungsverhältnisse in den Lagern vorliegen. In der Relation zwischen den Haltekräften für die Kalotte und der möglich auftretenden Kantenpressung zeigt sich jedoch, insbesondere bei Motoren kleinerer und kleinster Leistung, daß die Haltekräfte für die Kalotte schon so groß gewählt werden müssen, daß immer noch eine zu große Kantenpressung verbleibt und die Motoren in ihrer Drehzahl streuen. Um die Kantenpressung in einem erträglichen Maß zu halten, ist deshalb nicht nur eine außerordentlich sorgfältige Bearbeitung der Kalottensitzfläche, sondern auch eine sehr sorgfältige Montage der Motoren notwendig. Darüber helfen auch nicht die weiterhin bereits bekanntgewordenen Ausführungen hinweg, als Lagerträger sternförmige oder speichenradförmige, ausgestanzte Blechteile zu verwenden. Mit dem

sternförmigen Lagerträger soll vor allem ein Ersatz für das Lagerschild geschaffen und die Zentrierung erleichtert werden; mit dem speichenradförmigen jedoch soll ein anstellbares Drucklager für schnell laufende Maschinen erreicht werden, um Geräusche zu unterbinden. Bei ersterem werden die radialen Arme des Sternes abwechselnd in zwei zueinander parallelen Ebenen ausgebogen, so daß sich der Stern an einem innen zahnradartigen Ringteil, das am Motorgehäuse befestigt ist, festklemmt. Die dazu erforderliche Spannung bedingt schon eine solche Blechstärke, daß eine selbsttätige Ausrichtung unmöglich und die Gefahr der Kantenpressung gegenüber der normalen Lagerausführung eher erhöht als vermindert ist. In paralleler doppelter Anordnung verwendet, indem je ein Lagerträger auf beide Seiten eines im Lagergehäuse verschiebbaren Ringes aufgeschraubt ist. Die Nabenteile werden ebenfalls durch einen Ring verbunden, in welchen das Kugellager in der üblichen Bauweise eingesetzt ist. Durch die Speichen wird so das Lager gegen axialen Schub etwas elastisch. Die Ausrichtung zur Wellenachse kann jedoch nur gering sein und ist durch die Doppelanordnung außerdem sehr erschwert. Keine dieser Ausführungen ist deshalb den hohen Anforderungen auf Freiheit von Kantenpressung gewachsen.

Den vorgenannten hohen Arbeitsaufwand zu vermeiden, wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, den Lagerkörper in ein Kreuzgelenk und zwar insbesondere in ein als Kreuzgelenk wirkendes Scheibengelenk einzusetzen. Das Scheibengelenk kann aus zwei konzentrischen Kreisscheiben bestehen, deren beide Verbindungsstege senkrecht zu den von dem äußeren Kreisring ausgehenden beiden Befestigungsstegen verlaufen, mit deren Verlängerung das Scheibengelenk zugleich zum Lagerbügel wird. Es wird vorteilhaft als ebenes Stanzteil vorwiegend aus Stahl oder Metallblech, unter besonderen Umständen auch aus Phenolharzhartgewebe od. dgl. hergestellt.

Die Auslenkkraft für den Lagerkörper und damit der unzulässige Verkantungsdruck ist nicht mehr an die Passungen und an die Oberflächengüte und damit bedingte Reibungsverhältnisse gebunden, sondern wird ausschließlich durch die Elastizität des Werkstoffes und durch die Dimensionierung der rechtwinklig zueinander verlaufenden Verbindungs- bzw. Befestigungsstege bestimmt, die hierfür auf Torsion beansprucht werden. Das Lager, nunmehr Gleitlager in Zylinderform oder auch Kugellager, wird in das Kreisloch der inneren Kreisringscheibe eingesetzt. Das kann bei Zylinderlagern durch Einnieten, Einspreizen, bei Kugellagern mittels einer Schraubhülse oder durch Einspritzen oder -pressen mit Kunst- bzw. Preßstoff geschehen. Zur Schmierung wird das so eingesetzte Lager durch zwei Schalenhälften oder topfartige Gebilde eingekapselt, deren Durchmesser dem Außendurchmesser der inneren Kreisringscheibe zu entsprechen haben, so daß die eine Schalenhälfte auf ihr festklemmt, während die andere als

Deckel dazu ausgebildet ist. Der zwischen Lagerkörper und Schalen entstehende zylinderförmige Hohlraum wird zur Aufnahme von Schmierölringen oder Depottfett als Schmierölträger verwendet. In der Zeichnung zeigt

Fig. 1 im Schnitt den prinzipiellen Aufbau eines erfindungsgemäßen Motors,

Fig. 2 eine Abwandlung der Rohrhülse für den Zusammenbau des Motors,

Fig. 3 die Draufsicht auf das Scheibengelenk,

Fig. 4 und 5 eine Seitenansicht und Draufsicht der Spreizbefestigung des Lagerkörpers, teils im Schnitt,

Fig. 6 die Befestigung eines Kugellagers mittels einer Schraubhülse,

Fig. 7 und 8 eine Seitenansicht und Draufsicht eines eingespritzten Kugellagers, ebenfalls teils im Schnitt, und

Fig. 9 die Seitenansicht im Schnitt eines Lagers mit Ölrickführung.

Bei dem Motor nach Fig. 1 sind die Scheibengelenke 10 mit ihren Befestigungsstegen auf die Stirnflächen der in das Ständerpaket 11 eingepreßten Rohrhülsen 12 gelegt, die somit als Auflager für die Scheibengelenke dienen. Durch die Rohrhülsen 12 sind Schraubenbolzen 13 gesteckt, mittels welcher abtriebsseitig gleichzeitig die Montageplatte 14 des Motors und auf der anderen Seite der Bügel 15 befestigt werden. Auf dem Bügel 15 stützt sich die Motorwelle 16 mit der Kugel 17 zur Aufnahme axialer Schubkräfte oder des Ankergewichtes ab. Bei diesem Aufbau des Motors ist das Einjustieren des Ankers bei der Montage notwendig. Dieses kann vermieden werden, wenn die Rohrhülsen 12 nach Fig. 2 Ansätze 18 zur paßgerechten Montage der Scheibengelenke 10 erhalten.

Fig. 3 zeigt die Ausführung der Scheibengelenke als ebenes Stanzteil. Die innere Kreisringscheibe 19 ist durch die Verbindungsstege 20 mit der äußeren Kreisringscheibe 21 verbunden. Von letzterer gehen senkrecht zur Richtung der Verbindungsstege 20 die Befestigungsstege 22 aus. Durch die Torsionsmöglichkeit der Verbindungsstege 20 und der Befestigungsstege 22 ergibt sich die Wirkung eines Kreuz- oder Kardangelenkes mit einer durch die Dimensionierung der Stege und der Elastizität des Werkstoffes zu bestimmenden Rückstellkraft.

Nach Fig. 1 ist der Lagerkörper 23 in die innere Kreisringscheibe 19 eingekapselt. Bei diesem Nievorgang ist durch einen Dorn in der Lagerbohrung deren Durchmesser zu halten.

Bei der nach Fig. 4 und 5 dargestellten Spreizbefestigung ist der innere Rand der inneren Kreisringscheibe 19 gezahnt und im Durchmesser so eng gehalten, daß beim Eindringen des abgesetzten Lagerkörpers 23 sich die Zähne 24 etwas durchbiegen und so gegen ein Herausfallen des Lagerkörpers eine Spreizwirkung ausüben. Weiterhin besteht die Möglichkeit der Schraubbefestigung mit Gewinde auf dem abgesetzten Teil des Lagerkörpers und zugehöriger Mutter.

Beim Einsetzen eines Kugellagers kann nach Fig. 6 eine Schraubhülse 25 verwendet werden.

in der durch die innere Ringmutter 28 das Kugellager und sie selbst durch die äußere Ringmutter 26 in der inneren Kreisringscheibe 19 festgehalten wird.

5 Ferner kann das Kugellager nach Fig. 7 und 8 auch eingespritzt werden. In diesem Fall ist der innere Rand der inneren Kreisringscheibe 19 hinreichend auszunehmen, so daß nur Zähne 29 zur Zentrierung des Kugellagers verbleiben, um eine
10 starke Verbindung zwischen den beiderseitigen Halteringen 30 aus Kunststoff oder Preßstoff zu erhalten.

Zur Schmierölversorgung des Lagers wird nach Fig. 1 ein topfförmiges Teil 31 auf die innere
15 Kreisringscheibe 19 aufgesetzt, auf der es sich an deren Außenrand durch Eigenfederung und Sicken maßgerecht festklemmt. Von der anderen Seite wird dieses topfförmige Teil 31 durch einen bis an das Scheibengelenk reichenden Deckel 32 abgeschlossen. Der so entstehende Hohlraum zwischen
20 Lagerkörper und Topf mit Deckel wird durch Filzringe 33 als Schmierölträger ausgefüllt, so daß sich im Fall eines Sinterlagers die sogenannte Zusatzschmierung, im Fall eines Lagerkörpers aus nichtporösem Werkstoff die Kissen- oder Dochtschmierung ergibt.

Fig. 9 zeigt schließlich die Ausführung eines solchen Lagers mit Ölrückführung, wobei durch die
beiderseits des Lagerkörpers aufgebracht Spreng-
30 ringe 34 das etwa aus dem Lagerkörper austretende und an der Welle entlanglaufende Öl auf die Filzringe 35 abgeschleudert wird. Zur Ausgleichsmöglichkeit der Ölsättigung zwischen den Filzringen ist hier die Kreisringscheibe 19 durchbrochen oder
35 entsprechend gezahnt auszuführen.

PATENTANSPRÜCHE:

1. Elektromotor kleiner Bauart, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerkörper in Kreuz-
40 gelenke, und zwar insbesondere in als Kreuzgelenke wirkende Scheibengelenke eingesetzt sind.

2. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die
45 Scheibengelenke aus zwei konzentrischen Kreisringscheiben bestehen, deren beiden Verbindungsstege senkrecht zu den von den äußeren Kreisringscheiben ausgehenden beiden Befestigungsstegen verlaufen.

3. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß als
50 Auflager für die Befestigungsstege der Scheibengelenke die Stirnseiten von in das Ständerpaket eingepreßten und über diese vorstehenden Rohrhülsen dienen.

4. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die
55 Stirnseite der Rohrhülsen zum maßgerechten Aufsetzen der Scheibengelenke abgesetzt sind.

5. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die

Lagerkörper in die inneren Kreisringscheiben der Scheibengelenke eingenietet sind.

6. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der
65 innere Kreisrand der inneren Kreisringscheibe gezahnt und der Durchmesser so gewählt ist, daß sich eine Spreizwirkung gegen das Herausfallen der eingedrückten, abgesetzten Lagerkörper ergibt.

7. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die
70 Lagerkörper mittels Schraubgewinde auf ihrem abgesetzten Teil und zugehöriger Mutter in die innere Kreisringscheibe des Scheibengelenkes eingeschraubt sind.

8. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die
80 Lagerkörper mittels Schraubhülse und zugehöriger Innen- und Außenringmutter in die innere Kreisringscheibe des Scheibengelenkes eingeschraubt sind.

9. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die
85 Lagerkörper in die innere Kreisringscheibe des Scheibengelenkes eingespritzt oder eingepreßt sind.

10. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die
90 Lagerkörper unter Bildung eines Hohlraumes durch ein auf dem äußeren Rand der inneren Kreisringscheibe des Scheibengelenkes durch Eigenfederung und Sicken sich maßgerecht festklemmendes topfförmiges Teil und durch
95 einen bis an die Gelenkscheibe reichenden Deckel für dieses topfförmige Teil umschlossen sind.

11. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß der
100 zwischen Lagerkörper und topfförmigem Teil mit Deckel gebildete Raum durch Filzringe oder Depotfett als Ölträger ausgefüllt ist.

12. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das
105 topfförmige Teil und der zugehörige Deckel in Achsrichtung so groß ausgeführt sind, daß die beiderseits der Lagerkörper überstehenden Filzringe das von den Spritzringen der Welle abgeschleuderte Öl aufzufangen vermögen.

13. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß zum
110 Ölausgleich zwischen Ölträgern die innere Kreisringscheibe des Scheibengelenkes durchbrochen oder entsprechend gezahnt ist.

14. Elektromotor kleiner Bauart nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die
115 Spritzringe in Nuten der Welle eingelegte Sprengringe sind.

In Betracht gezogene Druckschriften: 120
Deutsche Patentschriften Nr. 507 663, 625 270;
britische Patentschrift Nr. 522 200.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen

Fig. 1

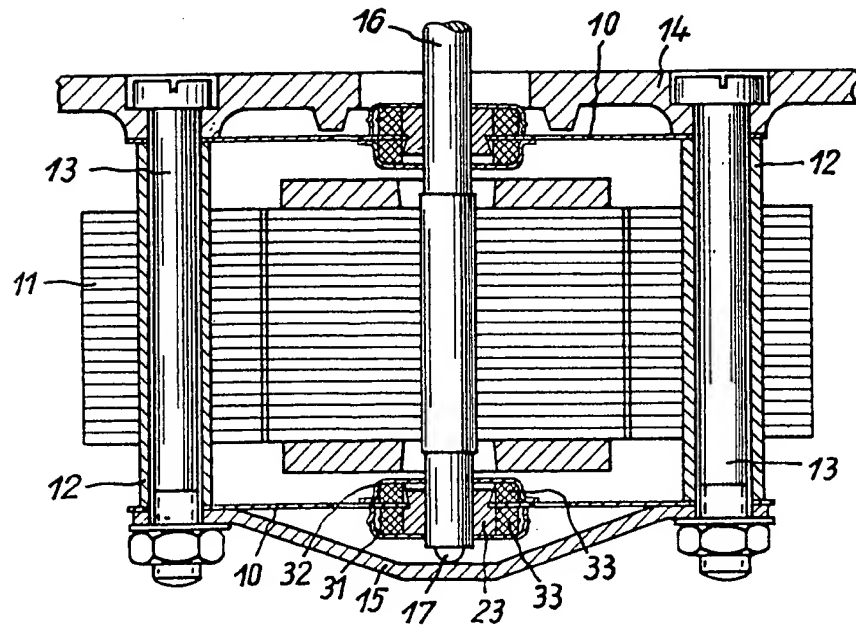


Fig. 2

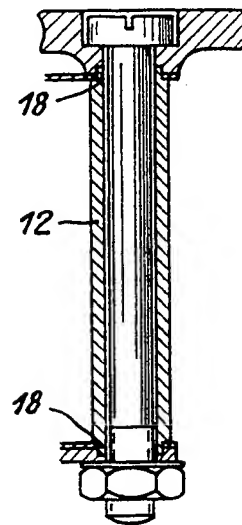


Fig. 3

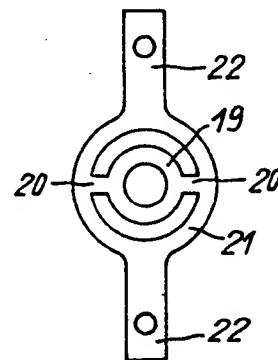


Fig. 4

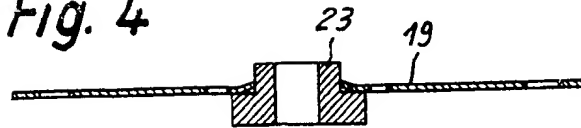


Fig. 5

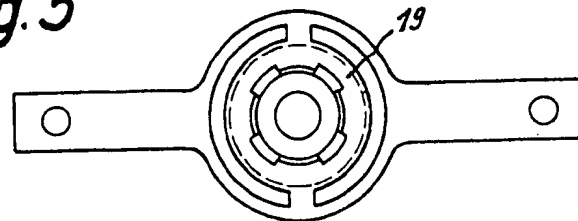


Fig. 7

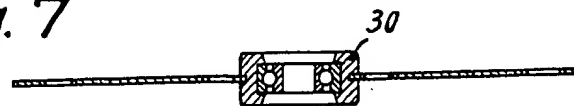


Fig. 8

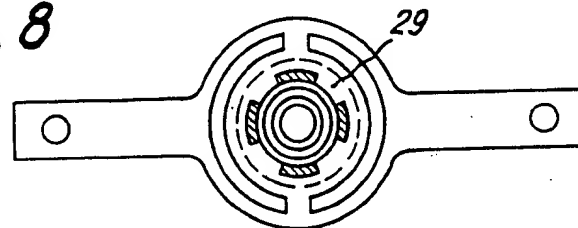


Fig. 6

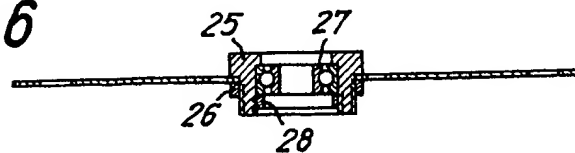
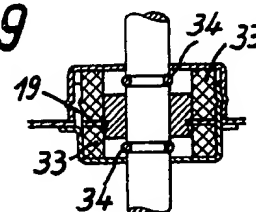


Fig. 9



TRANSLATION

(19) JAPANESE PATENT OFFICE (JP)

(12) PATENT JOURNAL (A)

(11) KOKAI PATENT APPLICATION NO. SHO 54[1979]-123647

| | | |
|------|-------------------------------|----------------------|
| (51) | Int. Cl. ² : | F 16 C 23/04 |
| (52) | Japanese Cl.: | 53 A 206 |
| | Sequence Nos. for Office Use: | 6864-3J |
| (21) | Filing No.: | Sho 53[1978]-31417 |
| (22) | Filing Date: | March 18, 1978 |
| (43) | Disclosure Date: | September 26, 1979 |
| | No. of Inventions: | 1 (Total of 3 pages) |
| | Examination Request: | Not filed |

BEARING DEVICE FOR A ROTARY NUMBER ELECTRIC MACHINE

| | | |
|------|------------|---|
| (72) | Inventors: | Kiyotsugu Furudate Hitachi Ltd. Koga Plant, 1-1-1 Higashi Taga-cho, Hitachi-shi |
| | | Kenichi Hironaka Hitachi Ltd. Koga Plant, 1-1-1 Higashi Taga-cho, Hitachi-shi |
| | | Koichi Ito Hitachi Ltd. Koga Plant, 1-1-1 Higashi Taga-cho, Hitachi-shi |
| (71) | Applicant: | Hitachi Ltd. 1-5-1 Marunouchi, Chiyoda-ku, Tokyo |
| (74) | Agents: | Jiro Takeaki, patent attorney |

[There are no amendments to this patent.]

Claim

A bearing device for a rotary electric machine equipped with a shaft to which a rotor is fixed, where this shaft receives a load causing a radial deflection at one end on the output side, and two support members which support this shaft at the two ends of the rotor by means of self-aligning bearings, characterized by the fact that the support member supporting the output side of the aforementioned shaft is less rigid than the support member supporting the non-output side, and the support member supporting the aforementioned output side is elastically deformed by the aforementioned load causing a radial deflection.

Detailed explanation of the invention

The present invention relates to a bearing device for a rotary electric machine, such as an electric motor, etc. In particular, it relates to a bearing device, such as a self-aligning bearing.

First of all, an example of an electric motor using conventional self-aligning bearings will be explained in relation to Figure 1.

In Figure 1, (1) is the cup-shaped frame created from cast iron, etc., of high rigidity, stator (2) is fixed on the inside thereof, and rotor (4) which holds shaft (3) is set inside stator (2). Bearing seat (5) is formed at the center of the bottom part of frame (1) set at the output side, namely, the right side, and here, there is one self-aligning bearing (6A) which supports the output side of shaft (3). Self-aligning bearing (6A) is mounted with bearing support metal fittings (9) in a state such that plate spring (7) and oil-impregnated felt (8) are interposed. At the other end, end bracket (10) having bearing seat (11) is fixed to the non-output side, namely, the left side. The other self-aligning bearing (6B) which supports the non-output side of shaft (3) is set in this bearing seat (11) and is mounted with bearing support metal fittings (9) in a similar state such that plate spring (7) and oil-impregnated felt (8) are interposed.

In an electric motor constituted as described above, if a load (P) causing a radial deflection such as belt stress, etc., acts on the end of the output side of shaft (3), shaft (3) will deform elastically as shown in Figure 2 when a load is driven with belt, etc., by attaching a pulley, etc., not shown in the figure, to notch (12) formed at the end of the output side of shaft (3).

If this is examined for the case of an actual machine, as shown in Figure 3, shaft (3) deforms as indicated by the solid line from the linear position indicated by the dot-dash line when a load (P) is applied to the end of the output side of shaft (3). At this time, self-aligning bearing (6A) slides and rotates within bearing seat (5) due to the flexing of shaft (3) since the outer circumference of the bearing seat has a spherical shape. When the load is removed from

shaft (3) thereafter, shaft (3) is restored to the original state as shown in Figure 4, but bearing (6A) is not restored completely (core displacement during the assembly can be adjusted by this type of self-aligning bearing, but a return property cannot be expected with respect to flexing of the shaft) and contact points due to so-called twisted parts (13A) and (13B) are created with a space (S) between shaft (3) and bearing (6A).

This was confirmed according to calculations and tests where, as shown in Figure 2, displacement δ of the extreme end part of the projecting output side of shaft (3) was 0.025 mm, and twisted parts were created with space $S = 0.015$ mm when total length l of shaft (3) was 150 mm, length l_1 of shaft (3) between the two bearings was 70 mm, projecting output side length l_2 from bearing (6A) of shaft (3) was 80 mm, diameter d of shaft (3) was 10 mm, and load (P) was 15 kg.

When the bearing causes twisting, there are activation defects for electric motors of small output in addition to increased bearing loss.

Incidentally, if the dimension of space S is made larger than the amount of displacement of the shaft, this problem is solved, but when this is done, the shaft moves and generates a rattling sound so it becomes unfavorable for practical use.

Therefore, conventional measures include increasing the contact angle (indicated by α in Figure 3) or reducing the spring pressure of plate spring (7), but both of these measures only decrease the contact pressure at the twisted contact part and do not constitute a basic countermeasure, and if the resistance of the bearing part to radial loads decreases or if the load is a twisting load, the spherical face outer circumferential part of the bearing slides and rotates continuously within the bearing seat in accompaniment with the flexing of the shaft and friction becomes a problem in this section.

The objective of the present invention is to eliminate the aforementioned disadvantages in the prior art and to provide a bearing device for a rotary electric machine which does not generate twisting of the bearing and which has superior concentricity.

In order to achieve this objective, the present invention is characterized by the fact that the support member supporting the output side of the shaft is less rigid than the support member supporting the non-output side, and this support member is elastically deformed by a load causing a radial deflection applied to the output side of the shaft.

Below, one application example of the present invention will be explained in relation to Figures 5 and 6. In the figures, the same codes as Figure 1 indicate the same or equivalent items.

The bottom part of cup-shaped frame (14) created from cast iron, etc., of great rigidity is set at the non-output side, namely, the left side, and self-aligning bearing (6B) is mounted with bearing support metal fittings (9) on bearing support part (15) formed at the center part thereof in a state such that plate spring (7) and oil-impregnated felt (8) are interposed. End bracket (16) is

fixed at the open end of frame (14) positioned at the output side, namely, the right side. This end bracket (16) is formed by a pressed steel plate, and it comprises bearing support part (18) and flexible part (17) capable of elastically deforming due to a load causing a radial deflection on the end of the output side of shaft (3). Self-aligning bearing (6A) is mounted on bearing support part (18) in a state such that plate spring (7) and oil-impregnated felt (8) are interposed.

In this application example constituted as described above, even if shaft (3) flexes due to a load applied to the end of the output side of shaft (3), flexible part (17) of end bracket (16) elastically deforms and follows the flexing of shaft (3) as shown in Figure 7 without the spherical face outer circumference of bearing (6A) sliding or rotating, thus there is no influence on bearing (6A). Incidentally, according to tests, there was a flexing of 0.04 mm in flexible part (17) of the end bracket shown in Figure 7, which is greater than bearing space S (0.015 mm) for the aforementioned dimensions and load conditions, so twisting of the bearing was not generated.

In the aforementioned application example, a press molded iron plate was used as the end bracket provided at the output side of frame (1), but in addition, it is also possible to use a molded piece by aluminum die casting with a thick outer circumferential section and a thin center part for supporting the bearing support part in order to provide flexibility at the middle part.

As explained above, according to the present invention, even if the shaft flexes due to a load being applied to the end of the output side of the shaft, the support member deforms elastically and follows the flexing of the shaft since the support member supporting the output side of the shaft is less rigid than the support member supporting the non-output side, and this support member elastically deforms due to the load applied to the output side of the shaft. In this way, pinching of the bearing is not generated and the concentricity of the bearing can be maintained favorably.

Brief description of the figures

Figure 1 is a main part, cutout side view of an electric motor using conventional self-aligning bearings, Figure 2 is an explanatory diagram showing the flexed state of the shaft when a load causing a radial deflection is applied to the shaft of the electric motor shown in Figure 1, Figures 3 and 4 are enlarged cross-sectional views of the output side bearing support section for explaining why twisting is created in the bearing of the electric motor shown in Figure 1, Figure 5 is a main part, cutout side view of an electric motor related to an application example of the present invention, Figure 6 is a frontal view of the output side end bracket section of the electric motor shown in Figure 5, and Figure 7 is an enlarged cross-sectional view of the output side bearing support section of the electric motor shown in Figure 5.

(3)...shaft, (6A)...output side self-aligning bearing, (6B)...non-output side self-aligning bearing, (14)...frame, (16)...end bracket, (17)...flexible part.

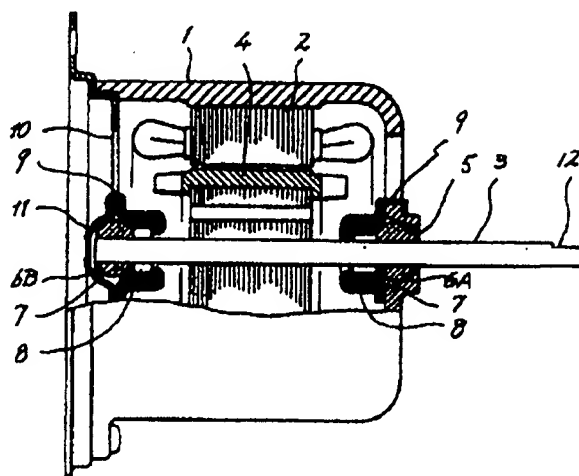


Figure 1

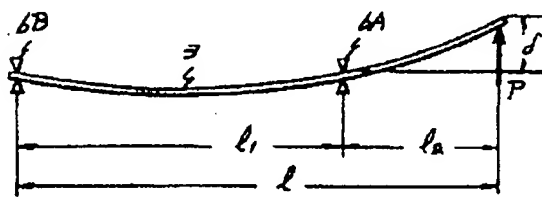


Figure 2

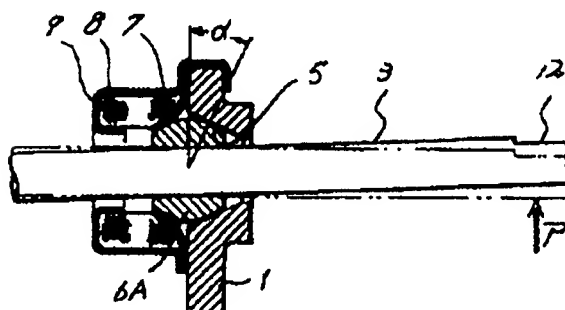


Figure 3

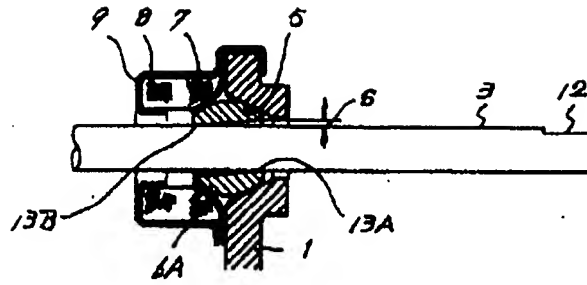


Figure 4

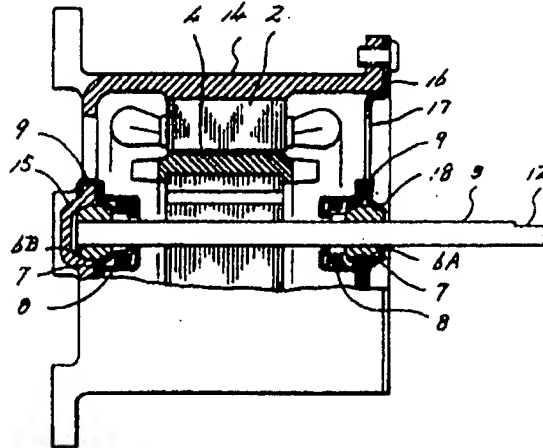


Figure 5

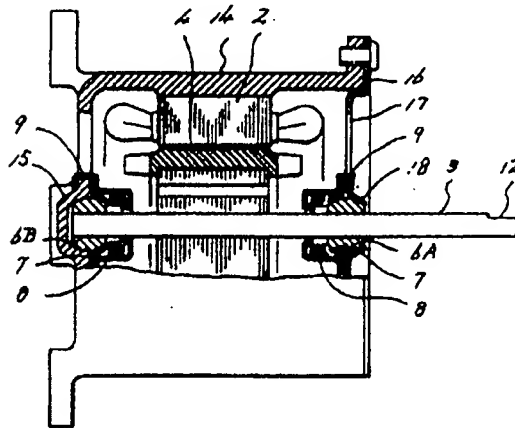


Figure 6

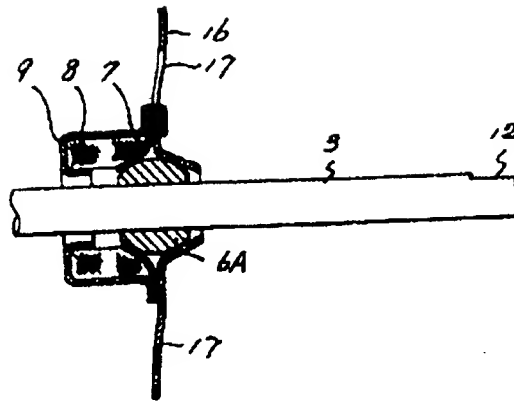


Figure 7

LANGUAGE SERVICES UNIT
 RALPH MCELROY TRANSLATION COMPANY
 APRIL 6, 2001

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 54123647
PUBLICATION DATE : 26-09-79

APPLICATION DATE : 18-03-78
APPLICATION NUMBER : 53031417

APPLICANT : HITACHI LTD;

INVENTOR : ITO KOICHI;

INT.CL. : F16C 23/04

TITLE : BEARING DEVICE OF ROTARY ELECTRIC MACHINE

ABSTRACT : PURPOSE: To excellently keep self-aligning capacity, by preventing the twisting of a self-aligning bearing by making the rigidity of supporting portion material at the output side of a shaft less than the rigidity of supporting portion material at the anti-output side, in a bearing device of a rotary electric machine that uses the self-aligning bearing.

CONSTITUTION: With a frame 14, the bottom is located at the anti-output side, the left, and a self-aligning bearing 6B is mounted to a bearing supporting portion 15 formed to the central portion by means of a supporting metal fittings 9 through a flat spring 7 and oleo-felt. Meanwhile, an opening end portion of the frame 14 is located at the output side, the right, and an end bracket 16 is fastened to the opening end portion. The end bracket 16 is formed by pressing a steel plate, a flexible portion 17 and a bearing supporting portion 18 are mounted and a self-aligning bearing 6A is installed to the bearing supporting portion 18 through the flat spring 7 and the oleo-felt 8. Thus, when a shaft 3 is deflected by radial deflected load the desired target can be attained because the flexible portion 17 is elastically deformed following the shaft 3.

COPYRIGHT: (C)1979,JPO&Japio

⑨日本国特許庁(JP)

⑩特許出願公開

⑪公開特許公報(A)

昭54-123647

⑫Int. Cl.²
F 16 C 23/04識別記号 ⑬日本分類
53 A 206庁内整理番号 ⑭公開 昭和54年(1979)9月26日
6864-3 J発明の数 1
審査請求 未請求

(全 3 頁)

⑮回転電機の軸受装置

株式会社日立製作所多賀工場
内

⑯特 願 昭53-31417

⑯発 明 者 伊藤 敏一

⑰出 願 昭53(1978)3月18日

日立市東多賀町1丁目1番1号
株式会社日立製作所多賀工場

⑱発 明 者 占館清次

日立市東多賀町1丁目1番1号
株式会社日立製作所多賀工場

⑲出 願 人

株式会社日立製作所
東京都千代田区丸の内一丁目5
番1号

同 弘中健一

日立市東多賀町1丁目1番1号

⑳代 理 人 弁理士 武野次郎

明 細 書

発明の名称 回転電機の軸受装置

特許請求の範囲

1. 回転子が固着されかつ出力側の一端にラジアル偏荷重を受けるシャフトと、このシャフトを回転子の両端で自動調心式軸受を介して支持する2つの支持部材とを備えた回転電機の軸受装置において、前記シャフトの出力側を支持する支持部材の剛性を、反出力側を支持する支持部材の剛性よりも小さくし、前記ラジアル偏荷重によつて前記出力側を支持する支持部材が弾性変形するようにしたことを特徴とする回転電機の軸受装置。

発明の詳細な説明

本発明は電動機等のような回転電機の軸受装置に係り、特に自動調心式軸受を用いた軸受装置に関する。

まず、従来の自動調心式軸受を用いた電動機の一例を第1図について説明する。

第1図において、1は剛性の大きい鋼鉄等で作られたコップ状のフレームで、その内側に固定子

2が固着され、固定子2の内側には、シャフト3を持つ回転子4が挿入されている。フレーム1は、その底部が出力側、つまり右側に位置し、その中心部には軸受座5が形成され、ここにシャフト3の出力側を支える一方の自動調心式軸受6Aが配置されている。自動調心式軸受6Aは板ばね7および含油フェルト8を介在させた状態で、軸受支持金具9により取付けられる。一方、フレームの反出力側、つまり左端開口部には、軸受座11を有するエンドブラケット10が固着され、この軸受座11に配置された、シャフト3の反出力側を支える他方の自動調心式軸受6Bは、同様に板ばね7および含油フェルト8を介在させた状態で、軸受支持金具9により取付けられている。

このように構成された電動機において、そのシャフト3の出力側端部に形成された切欠き12に、図示しないブリー等を取付けて、ベルト等により負荷を駆動する場合、シャフト3の出力側端部には、第2図に示すように、ベルト張力等のラジアル偏荷重Pが作用し、シャフト3は弾性変形する。

これを突進の場合についてみれば、第3図に示すように、シャフト3の出力側端部に偏荷重Pが加わると、シャフト3は傾斜で示す直線状の状態から半端で示すように変形するが、この際、自動調心式軸受6Aはその外周が球形であるため、シャフト3の湾みに押されて、軸受6Aとの間で揺動回転する。その後、シャフト3から偏荷重を取去ると、第4図に示すように、シャフト3は元の状態に復帰するが、軸受6Aは完全に復帰せず（この種の自動調心式軸受は剛立時のみならずは調整可能であるが、シャフトの湾みに対する追随性は期待できない。）、シャフト3と軸受6A間の隙間Sが片寄つた形で、接触部、いわゆるこじり部13A、13Bが生じてしまう。

これを計算および実験により確認したところ、第2図において、シャフト3の全長Lが150mm、両軸受間のシャフト3の長さL₁が70mm、シャフト3の軸受6Aからの出力側突出長さL₂が80mm、シャフト3の直径dが10mm、偏荷重Pが15kgの場合、シャフト3の出力側突出端部の変位

δは0.025mmとなり、隙間S=0.015mmに対してこじれが生じた。

このように軸受がこじれを起こすと、軸受損失が増大するばかりでなく、出力の小さい電動機では起動不良となる。

なお、シャフトの変位量以上に隙間S寸法を大きくとれば、この問題は解決するが、このようにすると、シャフトが遊動してガタ音を生ずるため、実用上不可となる。

そこで、これを解決する方策として、一般的には、接触角（第3図に○で示す）を大きくするか、あるいはばね7のばね圧を弱くする等の手段がとられるが、いずれも、こじり接触部の接触圧力を減少させるだけで根本的な対策とはならず、軸受部の耐ラジアル荷重の減少や、負荷が振れ回り荷重の場合には、シャフトの湾みに伴って軸受の球面外周部が軸受座との間で常に揺動回転を繰り返すことになり、この部分の摩耗が問題となる。

本発明の目的は、上記した従来技術の欠点を除き、軸受のこじれが発生しない調心性に優れた回

転電機の軸受装置を提供するにある。

この目的を達成するため、本発明は、シャフトの出力側を支持する支持部材の剛性を、反出力側を支持する支持部材の剛性よりも小さくし、シャフトの出力側に加えられるラジアル偏荷重によつて、この支持部材が弾性変形するようにしたこと特徴とする。

以下、本発明の一実施例を第5図および第6図について説明する。これら図中、第1図と同一符号は同一物又は均等物を示す。

剛性の大きい鋼鉄等で作られたコップ状のフレーム14は、その底部が反出力側、つまり左側に位置し、その中心部分に形成された軸受支持部15には、自動調心式軸受6Bがばね7および含油フェルト8を介在させた状態で、軸受支持金具9により取付けられている。フレーム14の開口端部は出力側、つまり右側に位置し、ここにはエンドブラケット16が固定されている。このエンドブラケット16は鋼板をプレスすることによつて形成され、かつシャフト3の出力側端部に負荷さ

れるべきラジアル偏荷重によつて弾性変形可能な可撓部17と、軸受支持部18を有し、その軸受支持部18には、自動調心式軸受6Aがばね7および含油フェルト8を介在させた状態で、取付けられている。

このように構成された本実施例では、シャフト3の出力側端部にラジアル偏荷重が加わつて、シャフト3が湾んでも、軸受6Aの球面外周が揺動回転する前に、エンドブラケット16の可撓部17が第7図に示すように、シャフト3の湾みに追随して弾性変形するため、軸受6Aには何らの影響も与えない。なお、実験によると、前記した寸法、荷重条件において、第7図に示したエンドブラケットの可撓部17には0.04mmの撓みがあり、軸受隙間S(0.015mm)より大いため、軸受こじりは発生しなかつた。

前記実施例では、フレーム1の出力側に設けるエンドブラケットとして、鋼板をプレス成形したものをを用いたが、その他、アルミダイキャストで外周部分を厚く、軸受支持部を支える中間部を薄

く形成して、この中間部に可撓性をもたせたもの等を用いることもできる。

以上説明したように、本発明によれば、シャフトの出力側を支持する支持部材の剛性を、反出力側を支持する支持部材の剛性よりも小さくし、シャフトの出力側に加えられるラジアル偏荷重によつて、この支持部材が弾性変形するようにしたので、シャフトの出力側端部にラジアル偏荷重が加わつて、シャフトが撓んでも、シャフトの撓みに追隨して支持部材が弾性変形するため、軸受のこじれが発生することはなく、その調心性を良好に保つことができる。

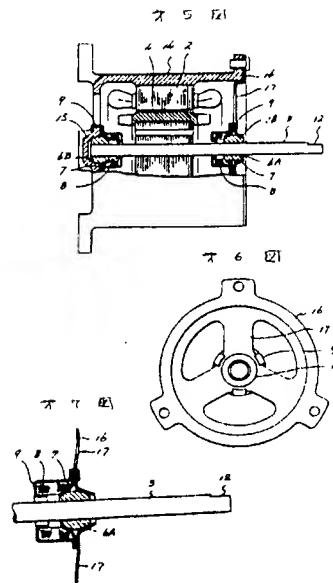
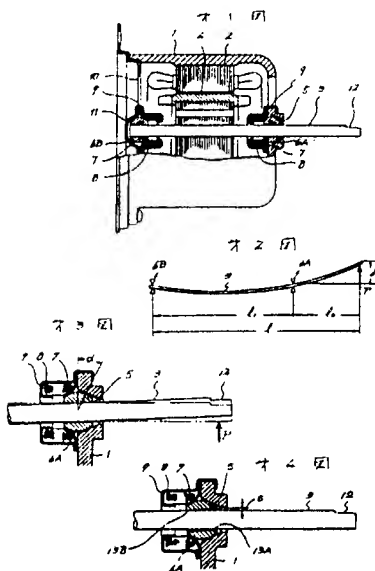
図面の簡単な説明

第1図は従来の自動調心式軸受を用いた電動機の要部縦断面図、第2図は第1図に示した電動機のシャフトにラジアル偏荷重が加わつたときのシャフトの撓み状態を示す説明図、第3図および第4図は第1図に示した電動機において軸受のこじれが生じる理由を説明するための出力側軸受支持部分の拡大断面図、第5図は本発明の一実施例

に係る電動機の要部縦断面図、第6図は第5図に示した電動機の出力側エンドブラケット部分の正面図、第7図は第5図に示した電動機の出力側軸受支持部分の拡大断面図である。

3……シャフト、6A……出力側自動調心式軸受、6B……反出力側自動調心式軸受、14……フレーム、16……エンドブラケット、17……可撓部

代理人 井邊士 武 雄 次 郎



TRANSLATION

THE FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY



ISSUED ON JANUARY 3, 1957

GERMAN PATENT OFFICE

PATENT SPECIFICATION

No. 955,526

Class 21 d¹ Group 47

Internat. Class H02 k —

L 19586VIII b / 21 d¹

Wilhelm Kemper, Engr., Ph.D., of Frankfurt am Main, Germany,

Fritz Hartwig, of Oldenburg (Oldgb.), Germany, and

Günter Steinert, of Oldenburg (Oldgb.), Germany

have been named as the inventors

LICENTIA Patent-Verwaltungs GmbH of Hamburg, Germany

Compact electric motor

Patented in the territory of the Federal Republic of Germany as of August 10, 1954

Patent application published on June 28, 1956

Patent granting announced on December 13, 1956

In the construction of small motors, the installation of bearings still calls for a great deal of time and equipment in view of the requirement that the rotational speed behavior be as uniform as possible from one motor to the next. In order to facilitate this work, spherical cap bearings are normally used which are capable of aligning themselves with the axis of the shaft in the spherical shell of the bearing carrier. If the edge pressure stemming from the inevitably remaining mechanical inaccuracies cannot be prevented, it should at least be kept as low as possible so that all of the motors have the same friction conditions in the bearings. In the relation between the holding forces for the spherical cap and the edge pressure that might occur, however, especially in motors with low and very low output, the holding forces for the spherical cap already have to be selected so high that the edge pressure remaining is still too much and the speeds of the motors are scattered. Therefore, in order to keep the edge pressure within an acceptable range, not only extremely painstaking working of the spherical cap seat surface but also a very careful assembly of the motors are required.

This is not remedied by the already known approaches of using star-shaped or spoke-shaped punched sheet metal parts as the bearing carriers. The star-shaped bearing carrier is especially supposed to create a substitute for the bearing plate and to facilitate the centering; with the spoke-shaped bearing carrier, on the other hand, an adjustable thrust bearing is to be created for high-speed machines in order to suppress noises. In the former, the radial arms of the star are alternately bent out in two planes that are parallel to each other, so that the star is clamped to a ring part whose inside is like a toothed wheel that is attached to the motor housing. The tension necessary for this purpose already calls for such a sheet metal thickness that autonomous alignment is impossible and the risk of edge pressure is actually higher rather than lower in comparison to the normal bearing design. The spoke-shaped bearing carrier is used in a parallel dual arrangement in that a ring that moves in the bearing housing is screwed on both sides of each bearing carrier. The hub parts are likewise connected by a ring in which the ball bearing is inserted in the normal construction style. As a result of the spokes, the bearing becomes somewhat elas-

tic against axial shearing action. However, the alignment with the shaft axis can only be slight and furthermore, this is made very difficult by the dual arrangement. Therefore, none of these versions is able to meet the high demands in terms of the absence of edge pressure.

In order to avoid the above-mentioned complex work, it is proposed according to the invention to insert the bearing body into a universal joint and especially into a disk joint that functions as a universal joint. The disk joint can consist of two concentric circular disks whose two connection webs run perpendicular to the two attachment webs that emerge from the outer circular ring and with whose extension the disk joint simultaneously becomes the bearing bracket. It is advantageously made as a flat stamped part, primarily of steel or sheet metal, or else under special circumstances, of phenol resin stiff fabrics or the like.

The deflection force for the bearing bodies and thus the impermissible canting pressure are no longer related to the close-tolerance work and to the surface quality and resultant friction conditions, but rather are exclusively determined by the elasticity of the material and by the dimensioning of the connection or attachment webs that run at a right angle with respect to each other and that are torsionally stressed for this purpose. The bearing, be it a sliding bearing in cylindrical form or a ball bearing, is inserted into the circular hole of the inner circular ring disk. In the case of cylindrical bearings, this can be done by means of a screw sleeve or by injecting or compressing plastic or pressed material. For lubrication purposes, the bearing thus inserted is encapsulated by two shell halves or by a pot-like structure whose diameters have to correspond to the outer diameter of the inner circular ring disk, so that one shell half clamps onto it while the other is configured as a matching cover. The cylindrical cavity formed between the bearing body and the shells is used to receive lubrication felt rings or deposit grease as the lubricating oil carrier. The drawing shows the following:

Figure 1 a cross section of the structural principle of a motor according to the invention,

Figure 2 a modification of the tubular sleeve for the assembly of the motor,

- Figure 3 the top view of the disk joint.
- Figures 4 and 5 a side view and a top view of the expanding attachment of the bearing body, partially in a cross section,
- Figure 6 the attachment of a ball bearing by means of a screwed sleeve,
- Figures 7 and 8 a side view and top view of an injection-molded ball bearing, likewise in a cross section, and
- Figure 9 the side view in a cross section of a bearing with an oil return.

In the motor according to Figure 1, the disk joints 10 with their attachment webs are placed on the end faces of the tube sleeves 12 that are pressed into the support package 11 and that thus serve as supports for the disk joints. Screw bolts 13 are inserted through the tube sleeves 12 and, by means of said screw bolts, the assembly plate 14 of the motor is attached on the drive side, while the bracket 15 is attached on the other side. The motor shaft 16 with the ball 17 is supported on the bracket 15 so as to absorb axial shearing forces or the rotor weight. With this design of the motor, it is necessary to adjust the rotor at the time of the assembly. This can be avoided if the tube sleeves 12 according to Figure 2 are provided with projections 18 that allow the tight fit of the disk joints 10.

Figure 3 shows the version of the disk joint as a flat stamped part. The inner circular ring disk 19 is connected by the connection webs 20 to the outer circular ring disk 21. From the latter, the attachment webs 22 extend perpendicularly towards the connection webs 20. The torsion allowed by the connection webs 20 and by the attachment webs 22 creates the effect of a universal joint or Cardan joint with a recovery force that can be determined as a function of the dimensioning of the webs and of the elasticity of the material.

According to Figure 1, the bearing body 23 is riveted into the inner circular ring disk 19. During this riveting procedure, a mandrel in the bearing bore ensures that the proper diameter is maintained.

In the expanding attachment shown in Figures 4 and 5, the inner edge of the inner circular ring disk 19 is toothed and its diameter is kept so small that, when the stepped bearing body 23 is pressed in, the teeth 24 are somewhat bent, thereby exerting an ex-

panding effect that prevents the bearing body from falling out. Moreover, the possibility exists for a screw attachment with threads on the stepped part of the bearing body and matching nuts.

When a ball bearing is inserted, according to Figure 6, a screw sleeve **25** can also be used, in which the ball bearing is held by the inner ring nut **28**, while the sleeve itself is held by the outer ring nut **26** in the inner circular ring disk **19**.

Moreover, the ball bearing according to Figures 7 and 8 can also be injection-molded. In this case, the inner edge of the inner circular ring disk **19** has to be machined in such a way that only teeth **29**, for purposes of centering the ball bearing, remain so as to create a strong connection between the holding rings **30** on both sides, which are made of plastic or pressed material.

In order to supply lubricating oil to the bearing, according to Figure 1, a pot-shaped part **31** is mounted onto the inner circular ring disk **19** on which it clamps itself on the outer edge by means of intrinsic springiness and of beads having the proper dimension. From the other side, this pot-shaped part **31** is closed off by a cover **32** that extends all the way to the disk joint. The cavity thus formed between the bearing body and the pot with the cover is filled with felt rings **33** as lubricating oil carriers, giving rise to so-called auxiliary lubrication in the case of a sintered metal bearing, and to cushion or wick lubrication in the case of a bearing body made of non-porous material.

Finally, Figure 9 shows such a bearing with an oil return, whereby the oil that might come out of the bearing body and run along the shaft is cast onto the felt rings **35** by means of the spring rings **34** mounted on both sides of the bearing body. In order to make it possible for the oil saturation to be compensated for between the felt rings, the circular ring disk **19** has to be designed so as to be interrupted or appropriately toothed.

Patent Claims

1. A compact electric motor, characterized in that the bearing bodies are inserted into universal joints, especially into disk joints that function as universal joints.
2. The compact electric motor according to Claim 1, characterized in that the disk joints consist of two concentric circular disks whose two connection webs run perpendicular to the two attachment webs that emerge from the outer circular ring.
3. The compact electric motor according to Claim 2, characterized in that the end faces of sleeve tubes that are pressed into the support package and that extend beyond said end faces serve as the support for the attachment webs of the disk joints.
4. The compact electric motor according to Claim 3, characterized in that the end face of the tube sleeves are stepped so that the disk joints can be mounted with a tight fit.
5. The compact electric motor according to Claim 2, characterized in that the bearing bodies are riveted into the inner circular ring disks of the disk joints.
6. The compact electric motor according to Claim 2, characterized in that the inner circular edge of the inner circular ring disk is toothed and its diameter is selected so as to result in an expanding effect that prevents the stepped bearing body, which has been pressed in, from falling out.

7. The compact electric motor according to Claim 2, characterized in that the bearing bodies are screwed into the inner circular ring disk of the disk joint by means of a threaded screw on their stepped part and appertaining nuts.
8. The compact electric motor according to Claim 2, characterized in that the bearing bodies are screwed into the inner circular ring disk of the disk joint by means of a threaded sleeve and appertaining inner and outer ring nuts.
9. The compact electric motor according to Claim 2, characterized in that the bearing bodies are injected or pressed into the inner circular ring disk of the disk joint.
10. The compact electric motor according to Claim 2, characterized in that the bearing bodies, forming a cavity, are surrounded by a pot-shaped part that is clamped with a tight fit on the outer edge of the inner circular ring disk of the disk joint as a result of intrinsic springiness and of beads, and surrounded by a cover for this pot-shaped part that extends all the way to the joint disk.
11. The compact electric motor according to Claim 10, characterized in that the space formed between the bearing body and the pot-shaped part with the cover is filled with felt rings or deposit grease as the oil carrier.

12. The compact electric motor according to Claim 10, characterized in that the pot-shaped part and the appertaining cover are designed so as to be of such a size in the axial direction that the felt rings projecting at both sides of the bearing bodies are capable of catching the oil cast off the shaft by the injection rings.
13. The compact electric motor according to Claim 10, characterized in that, for purposes of oil compensation between the oil carriers, the inner circular ring disk of the disk joint is interrupted or appropriately toothed.
14. The compact electric motor according to Claim 10, characterized in that the injection rings are spring rings laid into grooves of the shaft.

Publications taken into consideration:
German Patent Nos. 507,663; 625,270;
British Patent No. 522,200.

1 page of appertaining drawings

Translation: Language Services Unit
Leonardo and Elise Duvekot
Translators
April 14, 2001



TRANSLATION

[19] FEDERAL REPUBLIC
OF GERMANY



GERMAN PATENT OFFICE

[12] **Preliminary
Published Application**

[10] **DE 3,707,600 A1**

[51] Int. Cl.⁴:
H 02 K 5/24
H 02 K 5/16
F 04 D 29/04

[21] Application number: P 3,707,600.0

[22] Date of filing: March 10, 1987

[43] Date of publication of application: September 22, 1988

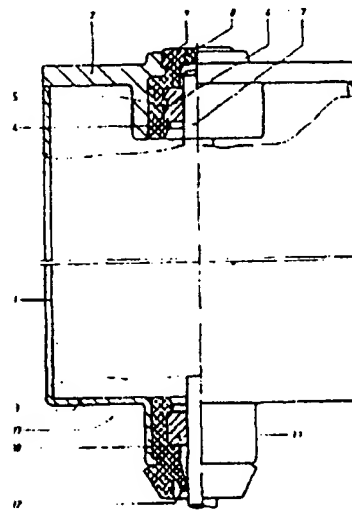
[Stamp]: **PROPERTY OF THE AUTHORITIES**

[71] Applicant:
VDO Adolf Schindling AG
6000 Frankfurt
Germany (DE)

[72] Inventor:
Hoffmann, Heinrich
6432 Heringen
Germany (DE)

[54] Bearing system for the motor shaft of a pump drive.

[57] With this bearing system for a motor shaft (7) of a pump drive, there are bearings (6, 11), each of which is arranged in a bearing holder (4, 10) made of elastic material. These bearing holders (4, 10) can have either a sealing lip (12) that creates a seal towards the motor shaft (7) or a front wall (8) that closes off the motor casing (1) towards the outside.



DE 3,707,600 A1

DE 3,707,600 A1

Patent Claims

1. Bearing system for the motor shaft of a pump drive, with two bearings, wherein each bearing is held in a casing by means of a bearing holder, **characterized in that** the bearing holders (4, 10) are configured as elastic circular bodies which are on the outside of the motor casing (1) and which support the bearings (6) on the inside.
2. Bearing system according to Claim 1, characterized in that the bearing holders (4, 10) are snapped into the casing (1).
3. Bearing system according to Claim 1 or 2, characterized in that the bearing holder (10) on the pump side has a sealing lip (12) that lies against and encircles the motor shaft (7).
4. Bearing system according to Claim 1 or 2, characterized in that the bearing holder (4) on the collector side has a front wall (2) that seals off the outside of the circular body.
5. Bearing system according to one or more of the preceding claims, characterized in that each bearing (6) is inserted into a circular slot (5) running around the bearing holder (4, 10).
6. Bearing system according to one or more of the preceding claims, characterized in that the bearing (6) is a closed ring made of sintered material.

Description

The present invention relates to a bearing system for the motor shaft of a pump drive, with two bearings, wherein each bearing is held in a casing by means of a bearing holder. Such bearing systems are generally known.

With the known bearing systems, the bearing holder is configured as a clamping rim and it is a relatively rigid component. Consequently, vibrations of the motor shaft are transmitted via the bearing holder to the motor casing. Such vibrations are especially undesired when they occur with pump drives, where they cause a detrimental high level of wear and give rise to unwelcome noise.

The invention has the objective of designing a bearing system of the above-mentioned type in such a way that it can damp vibrations of the motor shaft. This objective is achieved according to the invention in that the bearing holders are configured as elastic circular bodies which are on the outside of the motor casing and which support the bearings on the inside.

With this design, the motor shaft is elastically supported in a simple manner so that very little or no vibration is transmitted to the motor casing. In spite of these functional advantages, the bearing holders can be designed so simply that they can be manufactured at low cost, an aspect that is particularly significant when it comes to mass-produced parts, which is usually the case with pumps.

The bearing system can be manufactured especially inexpensively when the bearing holders are snapped into the casing. This feature allows for fast assembly.

The bearing holders can fulfill a double function if, according to an advantageous embodiment of the invention, the bearing holder on the pump side has a sealing lip that lies against and encircles the motor shaft. The bearing holder is then concurrently a gasket, thus saving on one component. Furthermore, this feature saves space and ensures that the gasket is precisely flush with the bearing and thus with the motor shaft.

On the side that lies across from the pump chamber, the bearing holder can also concurrently fulfill the necessary sealing function if the bearing holder on the collector side has a front wall that seals off the outside of the circular body.

The bearing in question can be quickly mounted in the bearing holder if it is inserted into a peripheral circular slot of the circular body.

It is particularly cost-effective and especially advantageous for very small pumps if the bearing is in the form of a closed ring made of sintered material.

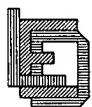
The invention allows numerous embodiment variants. In order to further illustrate this, the drawing depicts a pump motor in which the two bearings of its motor shaft are shown in a lengthwise section.

The drawing shows a cylindrical motor casing **1** that is closed off towards both sides by means of a front plate **2, 3**. A bearing holder **4** made of an elastic material, especially rubber or thermoplastic caoutchouc, is snapped into the front plate **2** and, in an inner, peripheral circular slot **5**, this holder **4** supports a bearing **6** which is a bearing ring made of sintered material. This bearing **6** supports the end of a motor shaft **7** on the collector side.

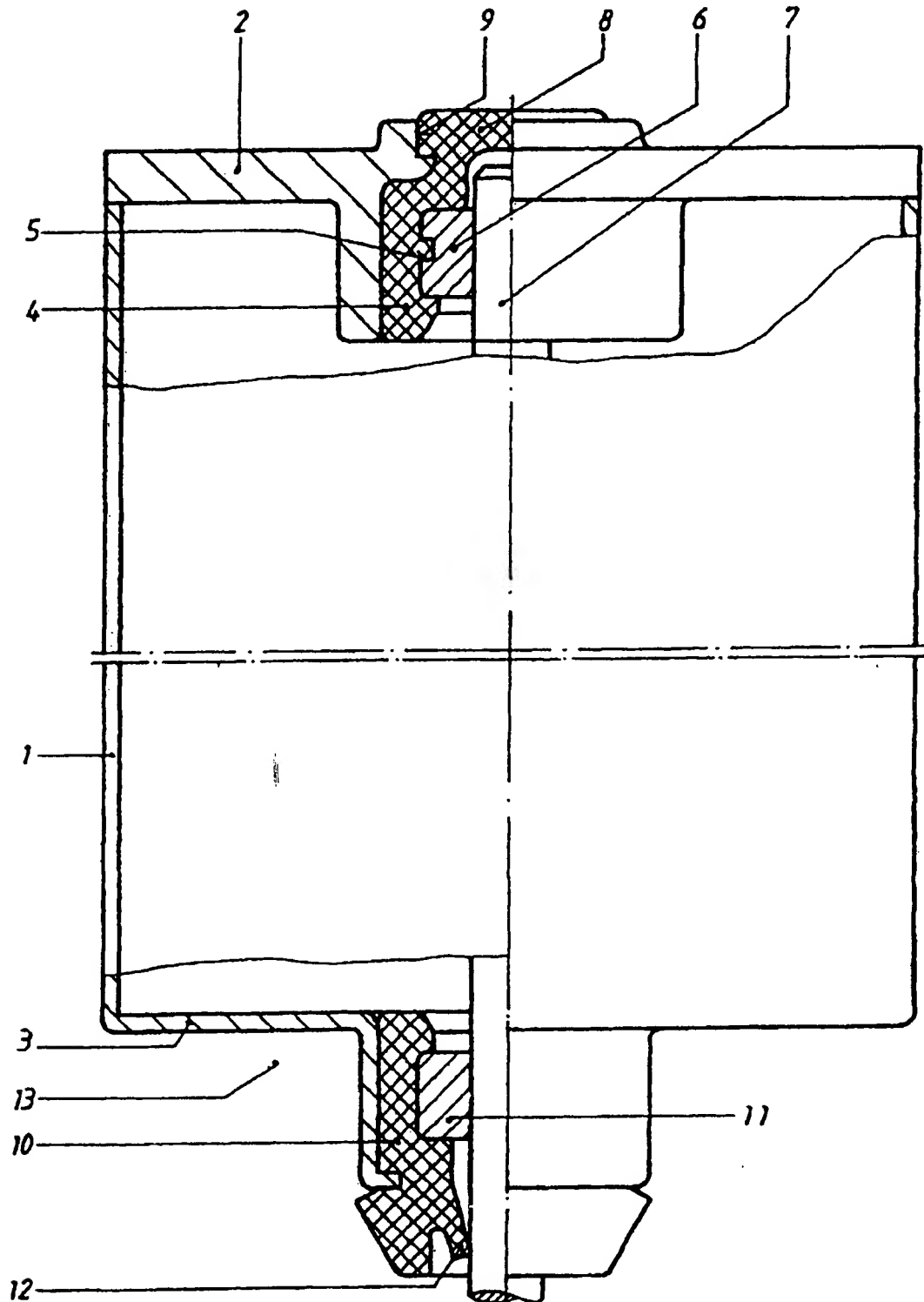
The bearing holder **6** is a circular body that forms a unit together with the outer front wall **8** so that the bearing holder **4** with this front wall **8** completely encloses an opening **9** in the front plate **2**.

A bearing holder **10** having a bearing **11** is also snapped into the front plate **3**. This bearing holder **10** differs from the one described above in that, instead of the front wall **8**, it has a sealing lip **12** that lies against the motor shaft **7** so as to seal it, as a result of which it seals off a pump chamber **13** located on this side towards the motor casing **1**.

Translation: Language Services Unit
Leonardo and Elise Duvekot
Translators
April 13, 2000



3,707,600





DEUTSCHES
PATENTAMT

⑦1 Aktenzeichen: P 37 07 600.0
⑦2 Anmeldetag: 10. 3. 87
⑦3 Offenlegungstag: 22. 9. 88

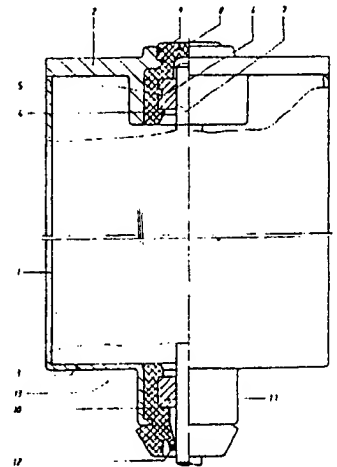
unordeneigentum

⑦1 Anmelder:
VDO Adolf Schindling AG, 6000 Frankfurt, DE

⑦2 Erfinder:
Hoffmann, Heinrich, 6432 Heringen, DE

⑤4 Lagerung der Motorwelle eines Pumpenantriebs

Bei der Lagerung einer Motorwelle (7) eines Pumpenantriebs sind Lager (8, 11) jeweils in einem Lagerhalter (4, 11) aus elastischem Material angeordnet. Diese Lagerhalter (4, 11) können entweder eine zur Motorwelle (7) hin dichtende Dichtlippe (12) oder eine das Motorgehäuse (1) nach außen hin abschließende Stirnwand (8) aufweisen.



DE 37 07 600 A 1

Patentansprüche

1. Lagerung der Motorwelle eines Pumpenantriebs mittels zweier Lager, bei welcher jedes Lager mittels eines Lagerhalters in einem Gehäuse gehalten ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerhalter (4, 10) als außenseitig im Motorgehäuse (1) gelagerte, elastische Ringkörper ausgebildet sind, welche innenseitig jeweils das Lager (6) tragen.
2. Lagerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerhalter (4, 10) im Gehäuse (1) eingeknüpft sind.
3. Lagerung nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der pumpenseitige Lagerhalter (10) eine auf der Motorwelle (7) aufliegende, umlaufende Dichtlippe (12) hat.
4. Lagerung nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der kollektorseitige Lagerhalter (4) eine den Ringkörper außenseitig verschließende Stirnwand (2) hat.
5. Lagerung nach einem oder mehreren der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Lager (6) jeweils in eine umlaufende Ringnut (5) des Lagerhalters (4, 10) eingesetzt ist.
6. Lagerung nach einem oder mehreren der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Lager (6) jeweils ein geschlossener Ring aus Sintermaterial ist.

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Lagerung der Motorwelle eines Pumpenantriebs mittels zweier Lager, bei welcher jedes Lager mittels eines Lagerhalters in einem Gehäuse gehalten ist. Solche Lagerungen sind allgemein bekannt.

Bei den bekannten Lagerungen ist der Lagerhalter als Klemmbrille ausgebildet und stellt ein relativ starres Bauteil dar. Deshalb werden Schwingungen der Motorwelle über den Lagerhalter auf das Motorgehäuse übertragen. Solche Schwingungen treten vor allem bei Pumpenantrieben unangenehm in Erscheinung, führen zu einem unerwünscht hohen Verschleiß und sind Ursache für störende Geräusche.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Lagerung der eingangs genannten Art derart zu gestalten, daß mit ihr Schwingungen der Motorwelle gedämpft werden können. Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß die Lagerhalter als außenseitig im Gehäuse gelagerte, elastische Ringkörper ausgebildet sind, welche innenseitig jeweils das Lager tragen.

Durch diese Gestaltung wird die Motorwelle auf einfache Weise elastisch gelagert, so daß sie keine oder nur geringe Schwingungen auf das Motorgehäuse überträgt. Trotz dieser funktionellen Vorteile können die Lagerhalter überaus einfach gestaltet sein, so daß die Lagerung kostengünstig herstellbar ist, was insbesondere für Massenteile, um die es sich bei Pumpen meist handelt, bedeutsam ist.

Ganz besonders kostengünstig ist die Lagerung herstellbar, wenn die Lagerhalter im Gehäuse eingeknüpft sind. Durch dieses Merkmal ist eine rasche Montage möglich.

Die Lagerhalter vermögen eine Doppelfunktion auszuüben, wenn gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung der pumpenseitige Lagerhalter eine auf der Motorwelle aufliegende, umlaufende Dichtlippe hat. Der Lagerhalter ist dann zugleich eine Dichtung, so daß

ein Bauteil eingespart wird. Weiterhin wird durch dieses Merkmal Bauraum eingespart und sichergestellt, daß die Dichtung genau mit dem Lager und damit der Motorwelle fluchtet.

Auch an der der Pumpenkammer gegenüberliegenden Seite kann der Lagerhalter zugleich die erforderliche Dichtfunktion übernehmen, wenn der kollektorseitige Lagerhalter eine den Ringkörper außenseitig verschließende Stirnwand hat.

Das jeweilige Lager ist rasch im Lagerhalter zu montieren, wenn es jeweils in eine umlaufende Ringnut des Ringkörpers eingesetzt ist.

Besonders kostengünstig und insbesondere für Kleinstpumpen vorteilhaft ist es, wenn das Lager jeweils ein geschlossener Ring aus Sintermaterial ist.

Die Erfindung läßt zahlreiche Ausführungsformen zu. Zu ihrer weiteren Verdeutlichung ist in der Zeichnung ein Pumpenmotor dargestellt, bei dem die beiden Lagerungen seiner Motorwelle im Längsschnitt wiedergegeben wurden.

Die Zeichnung zeigt ein zylindrisches Motorgehäuse 1, welches nach beiden Seiten hin jeweils von einer Stirnplatte 2, 3 abgeschlossen ist. In die Stirnplatte 2 ist ein aus elastischem Material, insbesondere Gummi oder thermoplastischem Kautschuk, bestehender Lagerhalter 4 eingeknüpft, der in einer innenseitigen, umlaufenden Ringnut 5 ein Lager 6 hält, bei dem es sich um einen Lagerring aus Sintermaterial handelt. Dieses Lager 6 lagert das kollektorseitige Ende einer Motorwelle

7. Bei dem Lagerhalter 6 handelt es sich um einen Ringkörper, der mit einer außenseitigen Stirnwand 8 eine Einheit bildet, so daß der Lagerhalter 4 mit dieser Stirnwand 8 eine Öffnung 9 in der Stirnplatte 2 völlig abschließt.

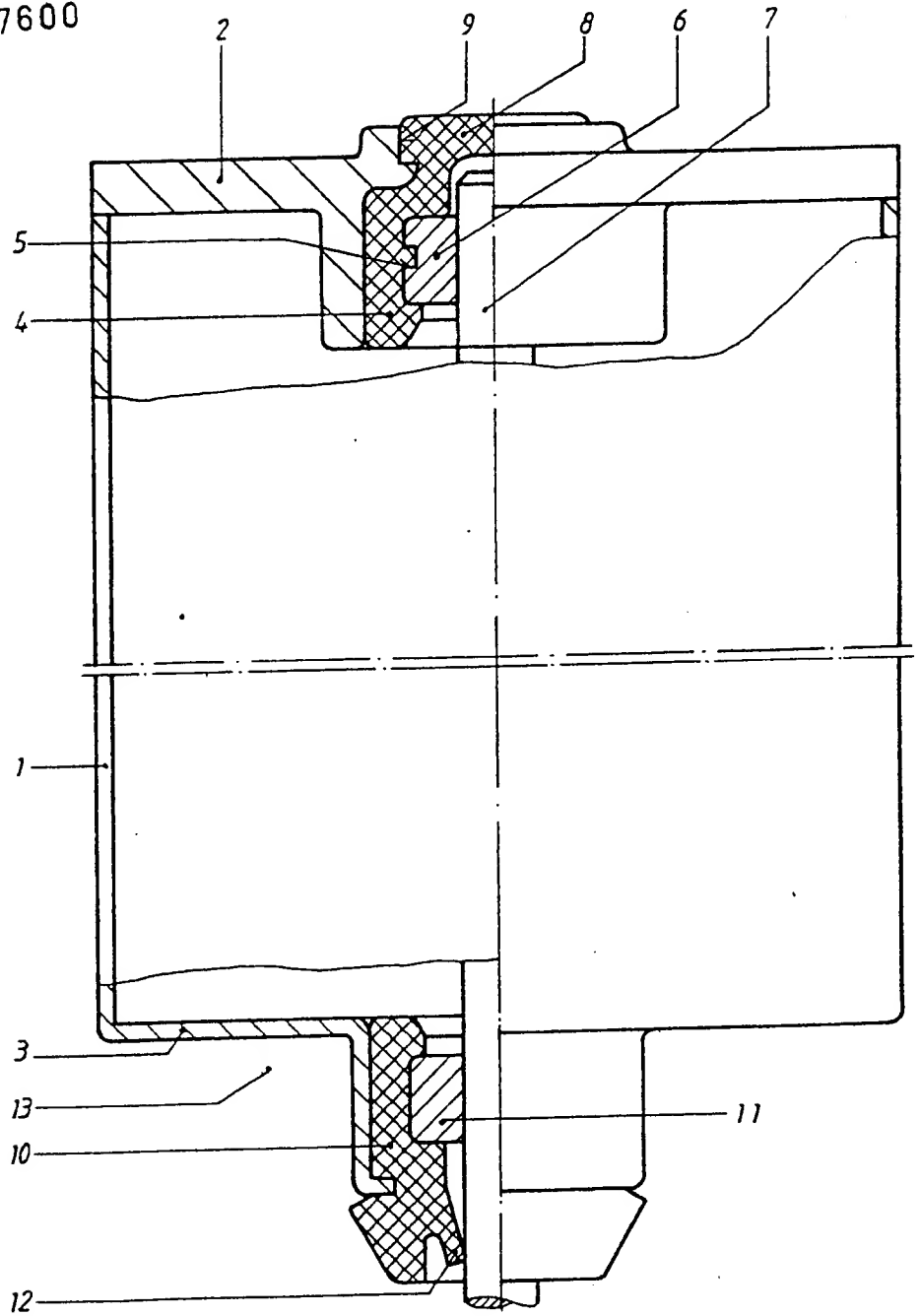
Auch in die Stirnplatte 3 ist ein Lagerhalter 10 mit einem Lager 11 eingeknüpft. Dieser Lagerhalter 10 unterscheidet sich von dem zuvor beschriebenen dadurch, daß er statt der Stirnwand 8 eine umlaufende Dichtlippe 12 hat, die dichtend auf der Motorwelle 7 aufliegt und dadurch einen auf dieser Seite befindlichen Pumpenraum 13 zum Motorgehäuse 1 hin abdichtet.

ORIGINAL INSPECTED

3707600

Nummer:
Int. Cl. 4:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

37 07 600
H 02 K 5/24
10. März 1987
22. September 1988



=> S DE3707600/PN
L13 ANSWER 1 OF 1 WPIX COPYRIGHT 2001 DERWENT INFORMATION LTD
AN 1988-271692 [39] WPIX
DNN N1988-206330
TI Bearing system for pump motor shaft - has elastic circular bearing holders
in casing to dampen vibration.
DC Q56 V06 X11 X25
IN HOFFMANN, H
PA (VDOT) VDO SCHINDLING AG ADOLF
CYC 1
PI DE 3707600 A 19880922 (198839)* 3p <--
ADT DE 3707600 A DE 1987-3707600 19870310
PRAI DE 1987-3707600 19870310
AB DE 3707600 A UPAB: 19930923

The bearing system has two bearings each held in a casing. The holders (4,10) are designed as elastic circular bodies on the outside of the motor casing (1). The elastic bodies carry the bearings (6) on the inside. The bearing holder on the side of the pump has a sealing lip (12) around the motor shaft. The bearing holder on the collector side has an end wall (2) that closes the circular body on the outside. The bearing is inserted onto a circular slot (5) running around the bearing holder. The bearing is made of a closed ring of sintered material.

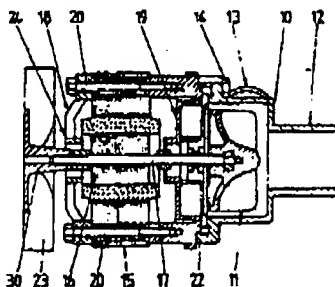
ADVANTAGE - Vibrations and movements of shaft are damped. Bearing is cheap if holders snap into casing.
1/1

TRANSLATION(19) **REPUBLIC OF FRANCE**(11) **Publication N°****2 545 664****NATIONAL INSTITUTE FOR
INDUSTRIAL PROPERTY**(21) **National serial N°****84 06564****PARIS**(51) **Int Cl³ : H 02 K 2/14**(12) **APPLICATION FOR A CERTIFICATE OF UTILITY****A3**(22) **Application date** : April 26, 1984(71) **Applicant** : ANUSSI ELLETROMECCANICA
SpA. - Italy(30) **Priority** : IT, May 1983, n° 34020 B/83(72) **Inventor** : Luigi Rossi and Renzo Valli(43) **Date application open to public
inspection** : BOPI "Brevets" n° 45
dated November 9, 1984(56) **List of documents cited in the
search report** : The search report
has not been established at the date of
publication of the application.(73) **Assignee** :(60) **Reference to other related
national documents** :(74) **Agent** : Armengaud Jeune, Casanova and
Lepeudry(54) **Electric motor for a rotary pump.**

(57) The invention relates to electric motors.

This electric motor for driving a rotary pump is of the type comprising a shaft on which are set the pump impeller 11, the motor rotor 16 and the cooling fan 23. The shaft 17 is mounted in two supports 18, 19 each of which is molded from a single piece of plastic material and is provided with a central part which constitutes an elastic bearing which is integral with the support. The bearing and its support can be made from a polyamide containing chopped glass fibers, or further the ring can be lined with a bearing made from polyamide containing Teflon (registered trademark).

Major application : electric pump for emptying washing machines.



The present invention relates to an electric motor for driving a rotary pump, in particular an electric pump for emptying washing machines. As is well known, these motors pose several problems with reference to the shaft support.

In the solution most often used, the shaft which carries the pump impeller and the motor with its cooling fan, is mounted on two supports via two bearings which are retained in their respective positions by fixing springs. Appropriate spacer rings are slipped onto the shaft to allow an axial clearance between the motor rotor and the support.

This solution presents the drawback of requiring the complicated and precise mounting of a multiplicity of parts, which leads to difficulties of adjustment and control to guarantee the tolerances. In addition, it is necessary to use special metallic bearings of the self-lubricating type, which do not guarantee in all cases an exact alignment and centering of the shaft; the result is that the operation of the pump may be noisy due to mechanical or electrical flutter.

The objective of the present invention is to provide an electric motor for driving a rotary pump equipped with a simplified support device which requires only one less complex mounting operation, while also improving precision and the resulting reliability in service. The improvement in reliability is manifested in particular on the hydraulic seal gasket, located on the side of the pump impeller, a gasket which represents the most critical part of the pump, due to the hydraulic and thermal stresses to which the seal packing is subjected.

This objective is achieved in an electric motor for driving a rotary pump provided with a shaft on which are fixed the impeller and the rotor, with its cooling fan, said shaft being mounted on two rigid supports provided with centering and alignment elements of low friction coefficient.

The pump motor of the invention is characterized in that each of said supports is formed from a single part molded from plastic material and provided with a central part which constitutes an elastic bearing which is integral with the support.

The solution thus allows eliminating the metallic bearings and their springs, as well as the spacer rings; as well as automatically insuring the centering and alignment, using elementary operations which do not require control nor adjustment.

The figures in the attached drawing, given only as an example, will make it possible to understand how the invention may be carried out. In these drawings,

Figure 1 represents a cross section through an electrically driven pump provided with a motor according to the invention;

Figures 2 and 3 represent respectively a transverse cross section and a front view of the motor shaft for the pump in figure 1.

The centrifugal electrically driven pump represented in figure 1 is constituted from a hydraulic part, formed from a chamber 10 which contains an impeller 11 and is provided with pipes 12 and 13 serving respectively to connect the inlet and outlet of the washing machine hydraulic circuit.

The electric part of the pump, which is rigidly assembled to the hydraulic part, for example by bolts 14, comprises a motor 15 whose rotor 16 is fixed onto a shaft 17 supported on two supports 18, 19 which are held together by screws 20. The shaft 17 of motor 15 extends on one side, through a hydraulic seal gasket 22, into the chamber 10, to support the pump impeller 11 and, on the other side a fan 23 to cool the motor.

According to the invention, the supports 18 and 19 are shaped as indicated in figures 2 and 3, and fabricated from a self-lubricating plastic material which has the necessary stiffness. A central bearing 24 is integrated into each of these supports, with which it is molded in a single part.

This bearing also replaces the bearing which was necessary in prior art solutions, thus making it possible to obtain the above cited advantages. The preferred material for fabricating the supports 18 and 19 and their rings 24 is a polyamide containing chopped glass fibers.

The bearing 24 is formed from two circular concentric rings 25 and 26 connected by three radial arms 27 at 120° from one another.

This solution is the simplest and provides the bearing 24 both the strength necessary and the possibility of appropriate adaptation for centering the shaft 17.

An advantageous variant, which is appropriate for solutions to be used in the more critical applications from the standpoint of operating conditions, is represented by the possibility of inserting into the bearing 24 another elastic bearing formed from a different plastic material having a higher coefficient of self-lubrication, such as a polyamide filled with Teflon (registered trademark for polytetrafluoroethylene). This other bearing is inserted inside the internal ring 26, by taking advantage of the elasticity of this ring, which may advantageously have an oblique profile.

In this case, in order to retain the economic advantages of the solution, it is advantageous to produce the support 18 from a less costly plastic material, which still has the ability to resist the thermal and mechanical stresses, for example, polypropylene (to replace the polyamide) filled with chopped glass fibers.

In addition, the electrically driven pump represented in figure 1 has a fan 23 to cool the motor 15 provided with a hub 30 which extends in the direction of the motor. This characteristic makes it possible to compensate for the axial clearance of the fan on the motor shaft 17, which is necessary in order to take into account the fact that, in service, when the chamber 10 is filled with water, a pressure is established behind the pump impeller 11 which tends to displace the assembly composed of the shaft 17, the rotor 16 and the fan 23 towards the hydraulic part of the pump. Under these conditions, the extension of the fan hub 30 abuts against the bearing 24 of support 18, and the rotational friction between these two elements is reduced due to the self-lubricating plastic material from which the bearing 24 is constituted.

It is understood that various modifications can be provided to the example of an embodiment which has just been described, notably by substitution of equivalent technical means, without going outside the scope of the invention.

CLAIMS

1) Electric motor for driving a rotary pump, in particular a pump used to empty a washing machine, comprising a shaft on which are fixed the impeller and the rotor, with its cooling fan, said shaft being mounted on two rigid supports provided with centering and alignment elements of low friction coefficient, said motor being characterized in that each of said supports (18, 19) is formed from a single part molded from plastic material and provided with a central part which constitutes an elastic bearing (24) which is integral with the support (18, 19).

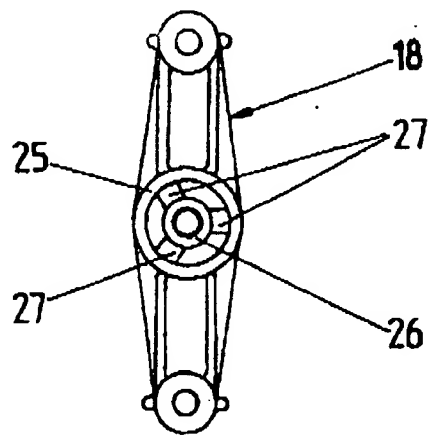
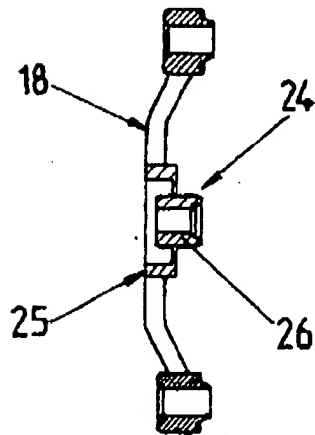
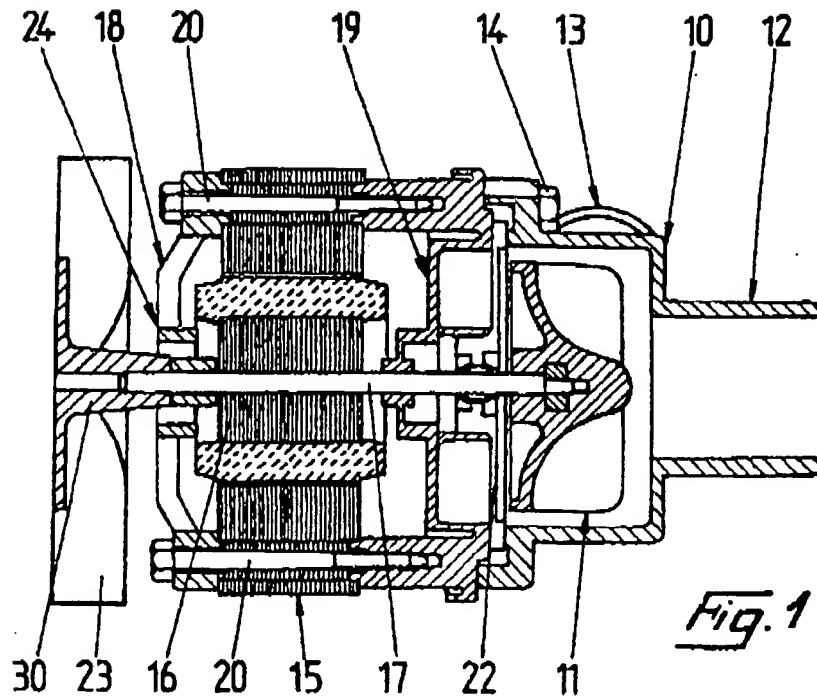
2) Electric motor for driving a rotary pump according to claim 1, characterized in that said bearing (24) is formed from two circular concentric rings (25, 26) connected by three radial arms (27) at 120° from one another.

3) Electric motor for driving a rotary pump according to claim 1, characterized in that said supports (18, 19) with their integral bearings (24), are formed from a self-lubricating material, for example a polyamide containing chopped glass fibers.

4) Electric motor for driving a rotary pump according to claim 1, characterized in that said supports (18, 19) with their integral bearings (24), are formed from polypropylene containing chopped glass fibers and in that inside the bearing (24) is inserted another elastic bearing formed from a self-lubricating plastic material having a lower friction coefficient than that of bearing (24), for example, a polyamide filled with Teflon (registered trademark for polytetrafluoroethylene).

Translation : Language Services Unit
Running Fox Technologies, Inc.
A. Z. Fresco : 3/31/01

1/1



①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
—
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
—
PARIS
—

①1 N° de publication :
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

2 545 664

②1 N° d'enregistrement national :

84 06564

⑤1 Int Cl³ : H 02 K 7/14.

⑫

DEMANDE DE CERTIFICAT D'UTILITÉ

A3

②2 Date de dépôt : 26 avril 1984.

③0 Priorité : IT, 4 mai 1983, n° 34020 B/83.

④3 Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 45 du 9 novembre 1984.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux appa-
rentés :

⑦1 Demandeur(s) : Société dite : ZANUSSI ELETTROMECCANICA SpA, société par actions. — IT.

⑦2 Inventeur(s) : Luigi Rossi et Renzo Valli.

⑦3 Titulaire(s) :

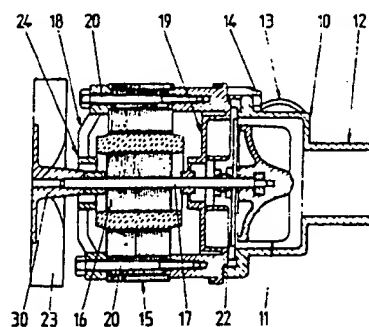
⑦4 Mandataire(s) : Armengaud Jeune, Casanova et Lepeudry.

⑤4 Moteur pour électropompe.

⑤7 L'invention se rapporte aux moteurs électriques.

Ce moteur électrique pour électropompe est du type comprenant un arbre sur lequel sont calés la roue hydraulique 11 de la pompe, le rotor 16 du moteur et le ventilateur de refroidissement 23. L'arbre 17 est monté sur deux supports 18, 19 dont chacun est moulé en une seule pièce en matière plastique et est muni d'une partie centrale qui constitue une bague élastique 24 d'une seule pièce avec son support. La bague et son support peuvent être faits d'une polyamide chargée de fibre de verre, ou encore la bague peut être doublée d'un coussinet en polyamide chargée de Téflon (marque déposée).

Principale application : électropompes de vidange des machines à laver.



La présente invention se rapporte à un moteur pour électropompe, en particulier pour une électropompe de vidange pour machines à laver. Ainsi qu'il est bien connu, les moteurs de ce genre posent divers problèmes
5 en ce qui concerne le support de l'arbre.

Dans la solution la plus utilisée, l'arbre qui porte la roue hydraulique et le moteur avec son ventilateur de refroidissement, est monté sur deux supports par l'intermédiaire de deux coussinets retenus dans leurs logements respectifs par des ressorts de fixation. Des rondelles entretoises appropriées sont enfilées sur l'arbre
10 pour permettre un jeu axial entre le rotor du moteur et les supports.

Cette solution présente l'inconvénient d'exiger un montage compliqué et précis d'une multiplicité de pièces, ce qui entraîne des difficultés de réglage et de contrôle pour garantir le respect des tolérances. En outre, il est nécessaire d'utiliser des coussinets métalliques spéciaux, du type autolubrifiant, lesquels ne garantissent pas dans tous les cas un alignement et un centrage exacts de l'arbre ; il en résulte qu'en fonctionnement, l'électropompe peut être bruyante en raison de battements d'origine, soit mécanique, soit électrique.
20

Le but de la présente invention est de réaliser un moteur pour électropompe équipé d'un dispositif de support simplifié qui n'exige donc qu'une opération de montage moins complexe, en améliorant également la précision, et la fiabilité en service qui en résulte. L'amélioration de la fiabilité se manifeste en particulier sur le joint d'étanchéité hydraulique situé du côté de la roue de la pompe, joint qui représente le point le plus critique de l'électropompe, en raison des sollicitations hydrauliques et thermiques auxquelles la garniture d'étanchéité est soumise.
25
30

Ce but est atteint dans un moteur pour électropompe muni d'un arbre sur lequel sont fixés la roue hydraulique et le rotor, avec son ventilateur de refroidis-
35

sement, ledit arbre étant monté sur deux supports rigides munis d'éléments de centrage et d'alignement à faible coefficient de frottement.

5 Le moteur pour électropompe selon l'invention est caractérisé en ce que chacun desdits supports est formé d'une seule pièce moulée en matière plastique et est muni d'une partie centrale qui constitue une bague élastique venue d'une seule pièce avec le support.

10 La solution selon l'invention permet donc d'éliminer les coussinets métalliques et leurs ressorts, ainsi que les rondelles entretoises, ainsi que d'assurer automatiquement le centrage et l'alignement de l'arbre dans les supports, en utilisant des opérations élémentaires qui n'exigent pas de contrôle, ni de réglage.

15 Les figures du dessin annexé, donné uniquement à titre d'exemple, feront bien comprendre comment l'invention peut être réalisée. Sur ces dessins,

la figure 1 représente en coupe une électropompe munie d'un moteur selon l'invention ;

20 les figures 2 et 3 représentent respectivement en coupe transversale et en vue avant un support de l'arbre moteur de l'électropompe de la figure 1.

L'électropompe centrifuge représentée sur la figure 1 est constituée par une partie hydraulique, formée d'une chambre 10 qui contient une roue 11 et est munie de tubulures 12 et 13 servant respectivement à raccorder la pompe à l'arrivée et au refoulement du circuit hydraulique de la machine à laver.

30 La partie électrique de la pompe, qui est assemblée rigidement à la partie hydraulique, par exemple au moyen de boulons 14, comprend un moteur 15 dont le rotor 16 est calé sur un arbre 17 soutenu entre deux supports 18, 19 reliés entre eux par des tirants filetés 20. L'arbre 17 du moteur 15 se prolonge d'un côté, à travers une paroi d'étanchéité hydraulique 22, dans la chambre 10, pour supporter la roue 11 de la pompe et, de l'autre côté, il se prolonge à l'extérieur de son support pour por-

ter un ventilateur 23 de refroidissement du moteur.

Selon l'invention, les supports 18 et 19 sont profilés comme indiqué sur les figures 2 et 3 et réalisés en une matière plastique autolubrifiante qui possède la rigidité nécessaire. Une bague centrale 24 est intégrée dans chacun de ces supports, avec lequel elle est moulée en une seule pièce.

Cette bague remplace ainsi le coussinet qui était nécessaire dans les solutions connues antérieurement, en permettant ainsi d'obtenir les avantages précités. La matière préférée pour la construction des supports 18 et 19 et leurs bagues 24 est une polyamide chargée de fibre de verre.

La bague 24 est formée de deux couronnes circulaires concentriques 25 et 26 reliées par trois rayons 27 décalés de 120° .

Cette solution est la plus simple et assure à la bague 24 aussi bien la robustesse nécessaire que la possibilité d'adaptation appropriée pour le centrage de l'arbre 17.

Une variante avantageuse, qui est appropriée pour les solutions destinées à des applications plus critiques du point de vue des conditions de travail, est représentée par la possibilité d'insérer dans la bague 24 une autre bague élastique réalisée en une autre matière qui possède un plus grand coefficient d'autolubrification, comme une polyamide chargée de Téflon (marque déposée pour le polytétrafluoréthylène). Cette autre bague est insérée à l'intérieur de la couronne circulaire intérieure 26, en tirant parti de l'élasticité de cette bague, qui peut avantageusement être à profil oblique.

Dans ce cas, pour conserver les avantages économiques de la solution, il est avantageux de réaliser le support 18 en une matière plastique moins coûteuse, bien que tout aussi résistante aux sollicitations mécaniques et thermiques comme, par exemple, le polypropylène (en remplacement d'une polyamide) chargé de fibre de verre.

R E V E N D I C A T I O N S

1 - Moteur pour électropompe, en particulier, pour électropompe de vidange de machine à laver, comprenant un arbre sur lequel sont fixés la roue hydraulique et le rotor du moteur, avec le ventilateur de refroidissement correspondant, ledit arbre étant monté sur deux supports rigides munis d'éléments de centrage et d'alignement à faible coefficient de frottement, ce moteur étant caractérisé en ce que chacun desdits supports (18, 19) est formé d'une seule pièce moulée en matière plastique et est muni d'une partie centrale qui constitue une bague élastique (24) venue d'une seule pièce avec son support (18, 19).

2 - Moteur pour électropompe selon la revendication 1, caractérisé en ce que ladite bague (24) est formée de deux couronnes circulaires concentriques (25, 26) réunies par des rayons radiaux (27) qui sont décalés de 120° les uns par rapport aux autres.

3 - Moteur pour électropompe selon la revendication 1, caractérisé en ce que lesdits supports (18, 19) avec leurs bagues (24) venues d'une seule pièce avec eux, sont réalisés en une matière plastique autolubrifiante comme, par exemple, une polyamide chargée de fibre de verre.

4 - Moteur pour électropompe selon la revendication 1, caractérisé en ce que lesdits supports (18, 19) et ladite bague (24) sont réalisés en polypropylène chargé de fibre de verre et en ce qu'à l'intérieur de la bague (24) est insérée une autre bague élastique faite d'une matière plastique autolubrifiante qui possède un coefficient de frottement inférieur à celui de la bague (24), par exemple, d'une polyamide chargée de Téflon (marque déposée pour le polytétrafluoréthylène).

En outre, l'électropompe représentée sur la figure 1 présente un ventilateur 23 de refroidissement du moteur 15 muni d'un moyeu 30 qui se prolonge sur son côté dirigé vers le moteur. Cette caractéristique permet
5 de rattraper le jeu axial du ventilateur sur l'arbre moteur 17, qui est nécessaire pour tenir compte du fait que, en service, lorsque la chambre 10 est pleine d'eau, il s'établit derrière la roue 11 de la pompe une poussée qui tend à déplacer l'ensemble composé de l'arbre 17, du
10 rotor 16 et du ventilateur 23, vers la partie hydraulique de l'électropompe. Dans ces conditions, le prolongement du moyeu 30 du ventilateur 23 vient buter contre la bague 24 du support 18 et le frottement de rotation entre ces deux éléments est réduit grâce à la matière plastique autolubrifiante dont la bague 24 est justement
15 constituée.

Il va de soi qu'on peut apporter diverses modifications à l'exemple de réalisation qui vient d'être décrit, notamment par substitution de moyens techniques
20 équivalents, sans pour cela sortir du cadre de l'invention.

1/1

